

低比轉数渦輪泵的研究

(渦輪机和渦輪泵設計参数的研究总结报告)

第 四 卷

唐山煤炭科学研究院
沈阳水泵研究所

1965年5月

前 言

本文件是由桑兹川德公司的分公司——丹佛市桑兹川德涡轮机械公司根据 USN 合同号 NONR 2292 (00)、任务号 NR 094—343 写成的。本篇为总结报告中四篇中的一篇。本文中所谈及的工作完成日期为1958年10月6日到1959年8月31日。

除美国政府使用或经其批准允许使用外，这篇报告中的所有内容，包括技术情报、数据、图表及技术规范的翻印版权属于桑兹川德公司。

S/TD 1738号

渦輪机和渦輪泵設計参数的研究

总结报告——第四卷

低比轉数渦輪泵的研究

目 录

1. 摘要	1
2. 简介	1
3. 技术梗概	1
4. 渦輪泵因次分析及其相似律	2
5. 离心泵的分析	6
5.1. 离心泵試驗数据的分析	6
5.2. 离心泵的理論分析	8
5.2.1. 以效率作为評定离心泵最佳性的标准	8
5.2.2. 元件損失的討論	11
5.3. 关于最佳效率时 N_s-D_s 图表的計算	13
5.3.1. 最佳設計效率时 N_s-D_s 图表的探討	14
5.3.2. 試驗数据与理論分析的比較	15
5.4. 以吸入比轉数作为評定离心泵最佳性的标准	17
5.5. 改进低比轉数离心泵特性的可行方法	18
6. 离心泵公式的推导	19
6.1. 效率公式	19
6.1.1. 理論揚程系数	19
6.1.2. 叶輪損失系数	25
6.1.3. 环形扩散器損失系数	30
6.1.4. 渦壳損失	31
6.1.5. 直扩散器損失	33
6.1.6. 口环洩漏損失	34
6.1.7. 圓盘摩擦損失	36
6.1.8. 口环摩擦損失	37
6.1.9. 混合損失	39
6.2. 吸上比轉数关系的推导	39
7. 皮托泵性能标准的初步分析	41
7.1. 皮托泵的介紹	41
7.2. 理論分析	42
7.2.1. 理論揚程	42

7.2.2. 揚程損失.....	43
7.3. 皮托泵特性的試驗分析.....	47
7.3.1. 皮托泵試驗裝置.....	47
7.3.2. 皮托泵的試驗.....	48
7.3.3. 理論分析与試驗結果的对比.....	48
7.4. 有关进一步研究皮托泵的几点建議.....	49
参考文献.....	49
符号說明.....	50
略語表.....	52
图表名称	
图1 渦輪泵最佳效率时的 N_s-D_s 图表.....	55
图2 a—w 試驗泵的效率.....	57
图3 a—c 試驗泵的效率曲綫.....	62
图4 离心泵效率与比轉数之間的关系曲綫.....	64
图5 試驗泵的效率.....	64
图6 泵的参数与由試驗数据得出的比轉数之間的关系曲綫.....	65
图7 雷諾数的影响.....	65
图7 a 雷諾数指数的修正系数.....	66
图7 b 离心泵能量損失的原因.....	66
图8 由試驗数据得出的吸上比轉数.....	67
图9 叶輪速度示意图.....	67
图10 理論揚程系数.....	68
图11 叶輪揚程損失系数.....	68
图12 环形扩散器揚程系数.....	69
图13 渦壳揚程損失系数.....	69
图14 直扩散器揚程損失系数.....	70
图15 圓盘摩擦和口环摩擦揚程系数.....	70
图16 口环洩漏揚程損失系数.....	71
图17 理論泵和試驗泵的效率.....	71
图17 a 几种不同类型的泵的效率与比轉数的关系曲綫.....	72
图18 a 最佳吸上比参数时的几何参数.....	72
图18 b 最佳吸上比轉数时的 N_s-D_s 图表.....	73
图19 叶輪出口处的按正弦曲綫分布的速度.....	73
图20 叶輪出口处的綫速度.....	73
图21 叶輪出口綫速度与按正弦曲綫分布的絕對速度之和.....	74
图22 叶輪单元液流.....	74
图23 滑移系数比較曲綫.....	74
图24 作为 Φ 函数的滑移系数曲綫.....	75
图25 叶輪的几何参数“X”图.....	75

图26	实际 X 值与计算值 ($X=0.58^2$) 相差50%时 m 可能产生的误差曲线	76
图27	在滑移方程式中 δ 的直线函数和实际函数曲线	76
图28	滑移系数最终方程式与试验数据的比较	77
图29	涡壳的标志图	77
图30	口环之间的单元液流	78
图31	皮托泵示意图	78
图32 a 和 32 b	以流线型支柱作为近似值函数的阻力系数	79
图33	皮托泵的 N_s-D_s 图表	79
图34	桑兹川德公司试验的皮托泵剖视图 (无图)	
图35	桑兹川德公司在试验皮托泵时所采用的探管 (无图)	
图36	皮托泵特性 q_{out} 与全效率和流量系数 Φ 的关系曲线 (探管 1)	80
图37	皮托泵的特性 q_{out} 与全效率和流量系数 Φ 的关系曲线 (探管 2)	80
图38	皮托探管阻力损失系数	81
图39	皮托探管阻力损失系数	81
图40	皮托泵的理论效率和试验数据	82
图41	皮托泵的理论效率和试验数据	82

1. 摘要

本文研究了低比轉数渦輪泵在現有技術條件下所能獲得的最高效率，分析了最佳吸上比轉数和最佳效率，並提出了在上兩種最佳設計工況下確定詳細的設計準則的理論方法。為助於分析，羅列了試驗數據，並提出了以泵的比轉数與比直徑的函數來表示的最終設計參數。

2. 簡介

這篇論文是根據ONR合同NONR 2292(00) 第三階段渦輪泵的研究要求而編寫的。本文只探討泵在設計點或最佳效率點的性能，而不涉及所研究的各類泵的性能範圍或性能特徵。

研究工作是由丹佛市桑茲川德渦輪機械公司渦輪機械研究小組進行的。技術顧問是O·E·巴爾傑；設計工程師是D·G·麥克費爾遜和K·E·尼克爾斯；研究工程師是R·安德遜；D·K·克魯克特、H·雷汶斯台德和R·H·鮑爾協助作計算機計算。

在本文的結論中作出了一般离心泵的最佳效率和最佳吸上比轉数的定論。但這個定論只是初步的，對於某些离心泵的設計標準及皮托泵來說一般還須要進行修改。因為對元件性能的試驗資料，如阻力損失、擴散損失、液流間能量傳遞所造成的損失和幾何形狀的變化（即葉片厚度、數目、角度、間隙等）所引起的影響等資料還掌握的很少。

紐約大學機械工程系教授奧斯汀·H·車奇、沃信頓公司佛萊德瑞克·C·吉爾曼先生、紐約氣閘公司奧羅拉水泵分公司E·D·黑根先生、科羅拉多州丹佛市威爾夫里父子公司喬治威爾夫里先生和麥庫勞克公司J·L·多里先生，都對本文提供了極有價值的試驗數據和資料。以上各位先生所提供的這些資料，在論證理論分析和根據試驗數據編制 N_s-D_s 圖表方面都是必不可少的。

桑茲川德渦輪機械公司對他們謹表深切謝意。

3. 技術梗概

通過因次分析的方法，可以導出比轉数 N_s 、比直徑 D_s 、泵的雷諾数 R_e 及吸入比轉数 S 等相似參數。它們是表明渦輪機械性能標準的簡便參數。由下文所述可知，這四個參數足以表明幾何形狀相似的泵的性能。對於給定流量和給定揚程的泵，比轉数是指泵的轉速，比直徑是指葉輪直徑或泵的尺寸。雷諾数表示慣力與粘滯力的比值，並反映出抽送液體的性質和泵的轉速。吸上比轉数表明有無汽蝕存在。如沒有汽蝕，則泵能達到預期的效果。雖然也可以推导出其它一些在表示渦輪泵性能規範方面有同等精確度的相似參數來，但採用比轉数和比直徑參數的好處是泵的要求既定，即流量和揚程已定時即可表明泵的轉速和尺寸。

圖1是經過研究的各種泵在最佳設計幾何形狀下所能得獲的最高效率。离心泵的数据已被大量的試驗資料所証實。這些試驗資料是許多廠家對三百多台泵進行試驗得出的。皮托泵的数据是初步的，因為文獻中缺乏可用的試驗數據，而只能用桑茲川德渦輪機械公司有限的試驗結果來作原則上的論證。此外，代表其它一些廠家的可用的試驗數據也是寥寥無幾。

图1的 N_s-D_s 图表是根据图1所示的比轉数和比直径的定义来应用的。在既定的抽送条件下，才能确定所需的揚程、流量及驅動裝置的轉速，然后再由此算出比轉数 N_s 。这时图1就示出所能获得的最高效率，以 D_s 作为 N_s 的函数，继而又示出相应的比直径 D_s ，最后将揚程、流量和 D_s 值代入求 D_s 的方程式中，就得出所需的轉子直径。

下面举例說明 N_s-D_s 图表的使用方法：已知泵的用途一般就能求得流量 Q ，揚程 H 、及所需的轉速 N 。比轉数可由下列方程式求出：

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

將計算出的比轉数代入 N_s-D_s 图表（图1），即可求出最佳效率和相应的 D_s 值。然后根据下式利用比直径求出泵的叶輪直径。

$$D_s = \frac{DH^{3/4}}{\sqrt{Q}}$$

这台泵的几何形状（即叶片数目、进口与叶輪直径的比值等）也就得以确定，在图1的重迭图上可以表示出来。

根据下例可以很容易地看到，使用 N_s-D_s 图表的简单性：假使一台泵欲用3580轉/分的电动机带动，所需流量为 $0.225 \frac{\text{呎}^3}{\text{秒}}$ ，所需揚程为375呎，則根据下式求比轉数：

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3580\sqrt{0.225}}{375^{3/4}} = 20.$$

將 $N_s=20$ 代入 N_s-D_s 图表中，就可看出离心泵的效率可达69%。在重迭图上可看到为获得此效率所需的最佳几何形状。叶片出口角度 $\beta_2=85^\circ$ 、叶片数 $Z=22$ 和叶輪直径比 $\delta=0.25$ 等这些参数可直接由 N_s-D_s 图表上讀出。其它的几何参数同样也可以讀出，但为簡便起见，这里沒有提及。

根据已知值 $D_s=6.4$ ，可按下式計算叶輪直径：

$$D = \frac{D_s\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{6.4 \times 0.474}{4.4} = 0.689 \text{呎} = 8.26 \text{吋}.$$

离心泵的 N_s-D_s 图表亦表明，这台离心泵要获得69%的效率，需要的叶片数目較多。叶片数目多会增加泵的成本。因此，从經濟上考虑，叶片数目可限止在工业实用标准所規定的范围以内（約10片），从而使效率降低，叶輪直径加大。但是 N_s-D_s 图表上仍是表明了泵的最佳特性和几何形状。如果叶片数目为10，則所需的 D_s 将为7.2，从而得出新的叶輪直径。其結果是效率低于69%。

这样所以看出，在准备初步設計研究时， N_s-D_s 图表是一个有用的工具，它大大減小了零件設計阶段确定最佳几何参数的費用。

4. 渦輪泵因次分析及其相似律

因次分析法可用以获取論述渦輪泵动力相似性所需的无因次相似参数的形状及数值。巴金汉（Buckingham）提出的 π -法則（参考文献〔1〕）是作正式因次分析的基础，并說明，物理現象可用一特定数目的 π 項来表示，其中，每个 π 項都是使物理現象受到影响的一些变

量提升为指数的乘积。因此，就主要因次而言，每个 π 项是无因次的。表示涡轮泵特性所需的 π 项数目等于变量数目减去主要因次数目。主要因次是质量M、长度L和时间T。对不可压缩的液流来说，要考虑的七个变量载于表1。

表1

变 量	定 义	因 次
Q	流 量	$\frac{L^3}{T}$
H	扬 程	$\frac{L^2}{T^2}$
N	每分鐘轉数	$\frac{1}{T}$
D	叶輪直径	L
ρ	液体密度	$\frac{M}{L^3}$
μ	绝对粘度	$\frac{M}{LT}$
H	汽蝕余量	$\frac{L^2}{T^2}$

有三个主要因次，七个变量时，詳尽地表明涡轮泵間的动力相似性就需要4个 π 项。Q、H和 ρ 选为独立变量，这三个独立的变量連乘即可形成4个 π 项，再用剩余的4个变量中每个变量将其提升为未知指数。未知指数可用下式求出：

$$\pi_1 = Q^{a_1} H^{b_1} \rho^{c_1} D = \left(\frac{L^3}{T} \right)^{a_1} \left(\frac{L^2}{T^2} \right)^{b_1} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{c_1} L = M^0 L^0 T^0. \quad (4.1)$$

为使因次一致，方程式两边各个主要因次的指数之和必須相等。因此，对M来说，

$$c_1 = 0.$$

同样，对L和T来说，

$$3a_1 + 2b_1 - 3c_1 + 1 = 0$$

$$-a_1 - 2b_1 = 0.$$

同时求三个方程式，

$$a_1 = -\frac{1}{2};$$

$$b_1 = \frac{1}{4};$$

$$c_1 = 0.$$

将这些指数值代入(4.1)中，則得出比直径的方程式：

$$\pi_1 = \frac{DH^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{Q}} = D_{s_0} \quad (4.2)$$

同样，

$$\pi_2 = Q^{a_2} H^{b_2} \rho^{c_2} N = \left(\frac{L^3}{T} \right)^{a_2} \left(\frac{L^2}{T^2} \right)^{b_2} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{c_2} \frac{1}{T} = M^0 L^0 T^0; \quad (4.3)$$

$$\pi_3 = Q^{a_3} H^{b_3} \rho^{c_3} \mu = \left(\frac{L^3}{T} \right)^{a_3} \left(\frac{L^2}{T^2} \right)^{b_3} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{c_3} \frac{M}{LT} = M^0 L^0 T^0; \quad (4.4)$$

$$\pi_4 = Q^{a_4} H^{b_4} \rho^{c_4} H_{sv} = \left(\frac{L^3}{T} \right)^{a_4} \left(\frac{L^2}{T^2} \right)^{b_4} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{c_4} \left(\frac{L^2}{T^2} \right) = M^0 L^0 T^0. \quad (4.5)$$

按解 π_1 法解 π_2 ,

$$\pi_2 = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = N_s, \quad (4.6)$$

这是比轉数, 而

$$\pi_3 = \frac{\mu}{\sqrt{Q} H^{3/4} \rho}, \quad (4.7)$$

π_3 是泵的一种雷諾数形式的倒数。因为

$$\sqrt{Q} H^{3/4}$$

之中有长度(直径)乘速度的因次,

π_4 为

$$\pi_4 = \frac{H_{sv}}{H} = \sigma. \quad (4.8)$$

这就是索馬 (Thoma) 汽蝕参数。

既然对动力条件相似的泵來說, π 項是常数, 那么 π 項的积和幂也必須是常数。因此, 在不影响相似性的情况下, 可以用 π_3 除 π_1^2 与 π_2 的积来求出一个更为簡便的泵的雷諾数形式:

$$\frac{\pi_1^2 \times \pi_2}{\pi_3} = \frac{D^2 N \rho}{\mu}.$$

因为

$$DN \propto U,$$

所以

$$R_e^* = \frac{DU\rho}{\mu}. \quad (4.9)$$

这是水泵雷諾数的一般形式。

同样, π_2 被 $\pi_4^{3/4}$ 除, 亦可使 π_4 变成更为簡便的参数:

$$\frac{\pi_2}{\pi_4^{3/4}} = \frac{N\sqrt{Q}}{H_{sv}^{3/4}} = S. \quad (4.10)$$

这是吸上比轉数, 是文献[6]中推导出来的一个簡便参数。出現汽蝕的极限条件由吸上比轉数的极限值来表示。在这些极限值以下, 汽蝕特性是不重要的, 因为除非确实出現汽蝕, 一般泵的特性是不受影响的。

因此, 分別由方程式 4.6、4.2、4.9 和 4.10 所确定的比轉数 N_s 、比值径 D_s 、泵的雷諾数 R_e^* 和吸上比轉数 S , 足以全面地分析輸送不可压缩液体的渦輪泵之間的相似性。

参考文献[2]及其討論指出, 單純用雷諾数或比轉数都不足以說明渦輪机的相似性。仅仅考虑无汽蝕条件的話, 因次分析的结果表明: 不可少的三个相似参数是 N_s 、 D_s 和 R_e^* , 它們是足以作为分析相似性的标准的。

假設各个变量是独立的, 或是将这些 π 項构成不同的組合, 則另外一些 π 項就可推导出

来。用这些 π 項在分析相似性时所达得的精度如同用 N_s 、 D_s 、 R_e^* 和 S 所达到的一样。但是,所有的其它一些表示各变量間关系的相似参数都是以上四个参数的函数。此外,由于这些参数有物理意义和慣用性,因此在使用上相当簡便。泵的流量和揚程給定时,比轉数表明泵的轉速,比直径表明叶輪直径或泵的尺寸。雷諾数反映出抽送液体的性质,表示慣性力与粘滯力的比值。流量和轉速給定时,吸上比轉数大就表明吸入揚程可以較低;流量和汽蝕余量为常数时, S 表明允許轉数。

动力相似首先要有几何相似作前提的。因此,要完全保持相似条件,就必须保持任一方面的几何相似性。例如,管道中的雷諾数影响,是流道相对粗糙度的函数。因此,为了保持相似性,流道內以粗糙高度与叶輪直径比值的无因次值表示的相对粗糙度必須是个常数。由于口环洩漏而造成的功率損失是口环間隙的函数,如果要保持相似性的話,口环間隙与叶輪直径的比值也必須是常数。其它一些必須是常数的参数是:叶片角度 β_2 、叶輪进口直径与外径比值 δ 、輪轂直径与进口直径比值 τ 、叶片数目 Z 和扩散器的几何形状的具体部位。

在无汽蝕条件下,对每一种 N_s 、 D_s 和 R_e^* 的組合值來說,能滿足三个动力相似参数所要求的条件的几何形状是很多的。既然沒有必要滿足几何相似条件,这些泵也就沒必要相似。因此,即使具备了恒定的 N_s 、 D_s 和 R_e^* 的条件,这些具有不同几何形状的泵不会有相似的运轉特性。显然,不可能将所有可能的几何形状都用图表表示,有必要另加一些限制。在所有可能的几何形状中,在某一种最佳准則下,只有一种几何形状可得出最佳值来。本研究中考慮了两种最佳准則,即最高效率 η 和最大吸上比轉数 S 。因此,对每一組 N_s 、 D_s 和 R_e^* 的值來說,最大效率有一个唯一的值,而且产生这个效率所需要的几何形状也只有一种。对于有最佳吸上比轉数的結構來說,也是如此。

如果这些資料以座标表示(R_e^* 固定不变),其中 N_s 为横座标, D_s 为纵座标,图上的每一点表示一組在动力上、几何形状上等等包括运轉特性在內的各个方面均相似的泵。假設函数关系上沒有不連續性,可以用画出等参数綫的方法表示出泵的不同参数对 N_s 和 D_s 的函数关系。比如,等效率綫、叶片等角度綫等可以彼此重迭在一起形成图1所示的 N_s — D_s 图表。这是表示渦輪泵最佳标准和設計参数的一种非常簡便的形式。

由于所有的变量(如压缩性)都考虑了进去,这种表示方法也就适用于其它种类的渦輪机械,即渦輪机。利用所获得的 N_s — D_s 图表,就能选择一个最佳渦輪机元件的最佳組合体。在进行初步設計和选择与渦輪机械直接有关的元件时, N_s — D_s 图表是一个有价值的工具。

为了获得所需要的 N_s — D_s 图表,可以采用两种方法:有可能时可利用試驗泵的試驗与設計数据,或通过理論分析导出計算所需曲綫方程式。实际上,采用两种方法都有必要。从实际試驗数据中得出的結果要求与理論分析所得到的結果相印証。但是理論分析結果需要插入試驗数据,和更好的了解参数变化的影响。

应当承认,渦輪泵的設計中通常有一系列由于使用、制造和考虑經濟效果等方面的限制而造成的妥协。因此,对一定用途的泵,获得最佳几何形状是不现实的。但是,按目前的技术水平,把最佳几何形状表示出来有很大的价值。对这种类型的泵所作的詳尽的分析可用以說明一些必要的妥协而造成的影响。

因此可以預料到仅能有一部分計算出来的数值可被試驗数据所証实。这并不排除未經驗証的值,而是表明有作性能改进的余地,或概括地給出了泵的几何参数,在一定的运轉条件

下，可作为设计高效率泵的依据。

5. 离心泵的分析

通过第4节所论述的因次分析，即可得出影响离心泵性能的一些变量间的关系。所获得的相似参数表明：变量的质的影响和量的影响必须通过试验或者一般由运动学和动力学分析来确定。

离心泵试验数据的综合及理论分析是本研究内容的一部分。在本理论分析中仅考虑单吸泵。

5.1. 离心泵试验数据的分析

曾对一些主要厂家所生产的三百多种泵型的试验数据进行了分析。为获得 N_s 、 D_s 和 R_s^* 值以及相应的效率值，用高速计算机进行了数据简化。根据实际的转速 N 、流量 Q 、扬程 H 和叶轮直径 D ，精确地计算出比转数和比直径。由于未知液体的密度和绝对粘度，所计算的雷诺数是近似值，误差难免。计算是按 70°F 的水质进行的。

数据点按照三个雷诺数的范围分出来，每一个雷诺数范围又被比转数进一步分开，形成了数据点群，数据点群和比转数范围采用十进位。每一组数据点群分别画在图2a—W上，以效率作纵座标，比直径为横座标，用比转数的单位数来标记每一个点。因此，图2a—W给出了每个数据点的效率值和比直径（按图比例所能允许的精度）并用最接近于单位位置的数表示了比转数。

每一个比转数的数据点形成一个点群，企图围绕所有等比转数点群画一包线。许多比转数设有足够的点来得出合理的包线。另外很明显对于许多 N_s 值来说，所给出的最高效率不是最佳的，原因是它们大大地低于邻近值。

经过不大的变换就求得了类似的包线形状。把较高的包线的上半部绘制在一综合表上（雷诺数介于 5×10^6 和 5×10^7 之间）。其中三个包线远远的高于其邻近的包线，这是由于四个数据点造成的。除去这四个数据点，并修改相应的包线，包线的最高部分就形成一条平滑的曲线。这些在图3中示明。从三百多个点群中除去四个点群看来是合理的，因为这些点显然造成不连续性，其原因尚不能由试验资料说明。此外，根据其它研究者的研究，这些数据点落在所有最佳效率与比转数的包线以外（见图4）。由于不能断定这四个点群是表示不规则的数据还是表示当代工艺中的珍贵泵型。因此，为了消除不连续现象，这四个点群都已删掉了。

在包线与等效率线交切点处可读出比转数和比直径。将这些点画在 N_s — D_s 坐标上，形成了等效率线（见图5）。等效率线的形状缺乏统一性的原因无疑是由于该区段内的试验数据不足所致。认为曲线不应该平滑和有连续性是没有道理的。

图6所示是由其它试验数据（参考文献〔4〕）得出的水泵几何值，以恒定的叶片角度 β_2 和恒定的直径比 δ 线表示，而 β_2 和 δ 是 N_s — D_s 的函数。

单用一个准则譬如效率来全面的衡量水泵的最佳性，会影响水泵设计标准或其它一些特性。因此，在水泵的实际设计中不用这种方法。例如，叶片角度与图6所示的有相当大的变化时，只要调整叶片数目来得到必要的输出扬程系数 q_{out} ，泵的效率就不会受太大的影响。输

出揚程系数 q_{out} 是輸出揚程与重力加速度的乘积被叶輪圓周速度的平方除(見方程式 5.6)。因此,在选择叶片角度时,效率不是唯一的决定因素。但是,叶片角度通常是取决于其它的运转特性。在这方面,尤为重要是叶片角度在流量上对揚程特性的影响。当流量减小到趋于停止时,全后掠式叶片能产生不断加大的揚程特性,从而消除了系統內可能导致冲击的不稳定性。叶片角度、叶輪直径比值和叶片数目也可受强度极限的限制,这就把叶輪外圓速度限制在某一数值之內。由于制造时要考虑經濟效果,叶片数目也可能受到限制,因为制造很多小的叶輪流道比制造几条大流道的成本要高。所以,在各种泵的設计参数的选择方面經常牽扯一系列折衷的因素,以得到最佳的泵型,而不是采用一个准則作为評定泵的最佳性的规范。

根据以上試驗数据的分析,最佳泵的各种参数值是不可采纳的。因此这些数值不能确定。叶片角度 β_2 和直径比值 δ 的典型值已根据参考文献[4]的图9.15加以选择和計算,并用图表形式列于图6。

参考文献[4]中的数据实际上是从泵的数据和一些鼓风机的数据得出的,在这些鼓风机中,由于所压送的流体的压缩性,冲击是个重要的特性。因此,大多数离心泵工况下的叶片都采用后掠的曲綫。

参考文献[13]說明叶輪叶片数目应为:

$$Z = K \left(\frac{D_2 + d}{D_2 - d} \right) \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

式中
$$K = 10 \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right).$$

参考文献[4]建議离心式鼓风机設計上的一般原則是使叶片数目等于以弧度表示的叶片角度的 $\frac{1}{3}$ 。这个原則这里也能运用,因为这是个經驗公式而不是純理論公式。

低雷诺数下的数据点数目不足,不能象图3那样来确定包綫,但是最大点的确提供了一些有价值的資料,用以論証其他研究者在考虑雷诺数影响方面所作出的結論。图7所示是在三个不同雷诺数下,不同直径时的最大效率的包綫。一般趋势与其他研究者的发现能相互吻合,又能充分說明动力相似性。参考文献[2]和[3]均指出:对其它方面类似的泵,效率是随雷诺数的减小而降低的。参考文献[3]亦表明,雷诺数对效率的影响取决于比轉数,比轉数小的泵,雷诺数的影响就大。这个趋势是很明显的,因为事实上低比轉数泵的效率比高比轉数泵要低(即損失大),虽然低比轉数的試驗数据很少,不足以对所起的影响作定量分析,但是这两相同的趋势在图7上也表示得很明显。尽管雷诺数計算中可能有損差,但图7中列出了由数百个泵所得出的試驗数据来論証以前研究者的发现。必須注意,不能不加斟酌地套用图7中所給的数值,图7中的数据与一些近代的研究結果(見参考文献[3])对比时,就可明显地看出来。假定損失随雷诺数的减少而显著加大,則雷诺数的影响通常以下式表示:

$$\frac{(1-\eta)}{(1-\eta_{ref})} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re} \right)^a.$$

在这以后,假定 a 值介于0.1和0.2之間。参考文献[3]中所給出的数据很清楚地表明 a 是雷诺数的定函数(見图7a中的实綫),据此以 $Re = 10^7$ 作为参考雷诺数。在同样的基础上計算图7的数据,图7a中以圆点表示的数值是以 $Re_{ref} = 10^7$ 計算所得的結果,图7a中以“+”号代表的数值是以 $Re_{ref} = 10^8$ 計算所得的結果。显然,这些指数值大于参考文献[3]中援

引的指数值。既然参考文献〔3〕中所作的試驗是专为研究雷诺数的影响而进行的，因此，可以假定图7a中的实线所代表的雷诺数的影响比图7a中的圆点与“+”号所表示的雷诺数的影响更实际。因为这些数据不一定代表最佳结构，而且如上所述，在雷诺数的数值上还可能误差。

图8是根据文献〔5〕以另一种型式表示的一些实际試驗泵的吸上比轉数。当比轉数为60—100时，出現大量数据点堆聚在一起，从中可看出吸上比轉数的上限相当平坦，这是通过分析推論所予料到的。根据低比轉数工况下的几个数据点是不足以确定上限的，但还没有理由說明在低比轉数条件下为什么吸上比轉数必須小一些，5.4节中将就这个问题作詳尽的討論。

5.2. 离心泵的理论分析

本节中考虑了两个最佳性标准：（1）最高效率；（2）最大吸上比轉数。为了进行离心泵的理论分析，需要效率和吸上比轉数（作为动力相似性和几何参数的函数）的计算公式。以下是所需公式的推导。

5.2.1. 以效率作为評定离心泵最佳性的标准

泵的效率可規定为輸出能量与輸入能量的比值。以每磅液体若干呎一磅的比能量表示或以更簡便的以若干呎揚程表示。效率可規定为：

$$\eta = \frac{H_{out}}{H_{in}}, \quad (5.1)$$

对理論上无損失的泵來說，

$$\eta = 1.00。$$

因此，

$$H_{out} = H_{in} = H_{th},$$

式中 H_{th} 称作理論揚程，表示叶輪与液体間所传递的实际能量。

在实际試驗的泵中，有降低輸出揚程的流动損失，就如同液体流过一节管道或一个閘門时由于液流摩擦而造成損失一样。使輸出揚程 H_{out} 降低到理論揚程 H_{th} 以下的損失是（見图7b）：（1）进口区域的流动損失；（2）叶輪叶片前緣的冲击損失；（3）叶輪內的流动損失；（4）环形扩散器中的流动損失；（5）涡壳內的流动損失；（6）直扩散器內的流动損失；（7）叶輪出口处的混合損失。因为长度不大，而且可能具有良好的流动条件，进口区域的流动損失与其它損失相比是很小的，而且主要取决于泵的用途。因此，在本节分析中不予以考虑。假如在設計上或在最佳效率点处将叶輪設計成进口无冲击的型式，那么冲击損失就可略而不計。再依次考虑其余的損失，輸出揚程小于理論揚程的情况如下：

$$H_{out} = H_{th} - H_{i1} - H_{ad} - H_{sc} - H_{sd} - H_{m0}. \quad (5.2)$$

实际試驗的泵中也出現另一些不影响輸出揚程的損失，但这些損失加大了所需的輸入軸功率，这些損失是：（1）圆盘摩擦；（2）口环摩擦；（3）口环洩漏；（4）軸承与密封摩擦。对所有的泵來說（功率极低的泵除外）軸承与密封摩擦与其它損失相比是很小的，因此可略而不計。其余的損失（也可用揚程表示）和理論的传递能量 H_{th} 加在一起可求得輸入揚程，

$$H_{in} = H_{th} + H_{df} + H_{rf} + H_{r1}. \quad (5.3)$$

將方程式 (5.2) 和 (5.3) 代入 (5.1) 中,

$$\eta = \frac{H_{th} - H_{i1} - H_{ad} - H_{sc} - H_{sd} - H_m}{H_{th} + H_{df} + H_{rf} + H_{r1}} \quad (5.4)$$

最好用无因次系数来表示效率, 这可以用参考揚程 H_{ref} 除每項揚程, 求 H_{ref} 的公式是:

$$H_{ref} = \frac{U_2^2}{\theta} \quad (5.5)$$

所形成的无因次項称作揚程系数 q , 求 q 的公式一般如下:

$$q = \frac{H}{H_{ref}} = \frac{H^8}{U_2^2} \quad (5.6)$$

因而效率公式变为:

$$\eta = \frac{q_{out}}{q_{in}} = \frac{q_{th} - q_{i1} - q_{ad} - q_{sc} - q_{sd} - q_m}{q_{th} + q_{df} + q_{rf} + q_{r1}} \quad (5.7)$$

方程式 (5.7) 中, 每一个揚程系数均可用泵的无因次参数来表示。第六节中詳尽地叙述了这些公式的推导。为了簡便与連續起見, 这里只給出了最終形式。

代表轉子与液体間所传递的实际能量的理論揚程系数, 可以利用牛頓运动定律并根据理想条件变为实际条件的經驗系数来分析其理想的条件。分析結果得出下式:

$$q_{th} = \frac{0.95(1 - K_1 \phi \cot \beta_2)}{1 + \frac{1 + 0.6 \sin \beta_2}{0.5 Z (1 - 0.2833\delta)}} \quad (5.8)$$

式中 K_1 是叶輪出口軸面速度 C_{m2} 与叶輪进口軸面速度 C_{m1} 的比值:

$$K_1 = \frac{C_{m2}}{C_{m1}} \quad (5.9)$$

量

$$1 + \frac{1 + 0.6 \sin \beta_2}{0.5 Z (1 - 0.2833\delta)}$$

是滑移系数, 称作量 m 。許多研究者都确定了計算 m 值的經驗公式, 这里提到的是普夫列依笛列尔 (Pfleiderer) 計算公式。在第六节中將就 m 及选用普夫列依笛列尔公式的理由作更系統的解释。

ϕ 是叶輪进口处軸面速度 C_{m1} 与叶輪周边速度 U_2 的比值:

$$\phi = \frac{C_{m1}}{U_2} \quad (5.10)$$

δ 是进口直径 d 与叶輪直径 D_2 的比值,

$$\delta = \frac{d}{D_2} \quad (5.11)$$

Z 是叶輪叶片数。 β_2 是叶輪出口角 (見图 9)。

通过泵流道而造成的流动損失亦用計算直管中流动損失的同一个达西 (Darcy) 方程式来計算。从这一点和第 6 节中所詳細討論的其他假設可知, 代表輸出揚程減小的損失系数如下: 叶輪內的揚程損失系数可用下式計算:

$$q_{i1} = \frac{0.0264\phi^{1.75} \left[1 - \delta \left(\frac{1+\tau^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \left(\frac{K_i^2 + K_i + 1}{3} \right)^{1.5}}{\sin^4 \beta_2 R_e^{*\frac{1}{4}} (1-\tau^2)^{1.25}} \\ \left\{ Z \left[\frac{2 \left(\pi J - Z \frac{t}{D} \right) \sin \beta}{Z \delta^2} + \frac{\pi (1-\tau^2)}{2 \left(\frac{K_i^2 + K_i + 1}{3} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\pi J - Z \frac{t}{D} \right)} \right] \right\}^{1.25} \\ + \frac{N_{id}}{2} \left[\phi^2 \left(1 - \frac{K_i^2}{\sin^2 \beta_2} \right) + \delta^2 \right], \quad (5.12)$$

式中 τ 是輪轂直径与进口直径的比值, N_{id} 是6.1.2. 节中所解释的一个系数,

$$\tau = \frac{d_h}{d}, \quad (5.13)$$

$\frac{t}{D}$ 是叶片厚度与叶輪直径的比值, J 是由下式决定的一组項,

$$J = \frac{1 - \delta \left(\frac{1+\tau^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}}{K_i - 1} \left[\left(\frac{K_i^2 + K_i + 1}{3} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right] + \delta \left(\frac{1+\tau^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5.14)$$

环形扩散器中的揚程损失系数可用下式求得:

$$q_{ad} = \frac{0.0854\phi^{1.75}(\lambda-1)}{R_e^{*\frac{1}{4}}\delta^{2.5}} \left[1 + \frac{1}{m^2} \left(\frac{1}{\phi K_i} - \frac{1}{\tan \beta_2} \right)^2 \right]^{1.375} \\ \left(\frac{1}{\lambda^2} + \frac{1}{\lambda} + 1 \right)^{0.975} K_i^3 \left[1 - \frac{q_{r1}}{q_{th}} \right]^{1.75}, \quad (5.15)$$

式中 λ 是环形扩散器外径与內径的比值, 滑移系数 m 用下式确定:

$$m = 1 + \frac{1 + 0.6 \sin \beta_2}{0.5 Z (1 - 0.2833\delta)}. \quad (5.16)$$

涡壳的揚程损失系数可用下式求得:

$$q_{sc} = \frac{0.155\phi^{1.75} \left(1 - \frac{q_{i1}}{q_{th}} \right)^{1.75} K_i^{2.375}}{\delta^{1.25} R_e^{*0.25} (1-\tau^2) \lambda^{1.4375}} \\ \left[1 + \frac{1}{m^2} \left(\frac{1}{\phi K_i} - \cot \beta_2 \right)^2 \right]^{1.188}. \quad (5.17)$$

直扩散器中的揚程损失系数可用下式求得:

$$q_{sd} = \frac{\phi^2 (1 - \eta_{sd})}{2} \left(1 - \frac{q_{r1}}{q_{th}} \right)^2 \\ \left\{ \frac{K_i^2 \left[1 + \frac{1}{m^2} \left(\frac{1}{\phi K_i} - \cot \beta_2 \right)^2 \right]}{\left\{ \lambda + 2 \left[\frac{m(1-\tau^2)\delta^2}{4K_i \left(\frac{1}{\phi K_i} - \cot \beta_2 \right)} + \left[\frac{m\lambda(1-\tau^2)\delta^2}{4K_i \left(\frac{1}{\phi K_i} - \cot \beta_2 \right)} \right]^{\frac{1}{4}} \right] \right\}^2 - 1} \right\} \quad (5.18)$$

和

$$q_m = 0.125 \left(1 - \frac{1}{m} \right)^2. \quad (5.19)$$

表示軸功率增加的揚程損失係數可用下式求得:

$$q_{r1} = \frac{2K_i q_{th}}{\phi(1-\tau^2) \left(\frac{K_2}{K_i} f + 1.5 \right)^{1/4}} \cdot \left\{ 2 \left[q_{th} - q_{i1} - \frac{1}{2m^2} \left(1 + \frac{K_i^2 \phi^2}{\sin^2 \beta_2} - \frac{2K_i \phi}{\tan \beta_2} \right) - \frac{1-\delta^2}{8} \right] \right\}^{1/4}, \quad (5.20)$$

式中 K_1 、 K_2 和 f 是經驗係數，其值將在第 6 節中討論。

$$q_{df} = \frac{2.2(1-\delta^2)}{\phi \delta^2 (1-\tau^2)} \quad (5.21)$$

和

$$q_{rf} = \frac{8K_2}{\ln \left(\frac{1}{1+K_i} \right) R_e^* \phi \delta (1-\tau^2)}. \quad (5.22)$$

通過方程式 (5.2) 將方程式 (5.8) 代入方程式 (5.7) 中，則得出任一离心泵的 efficiencies 公式。因為該公式既長又複雜，不便將其全式展開。

5.2.2. 元件損失的討論

構成离心泵各部分損失的試驗資料在文獻中發表得很少。通常，這些研究只針對特殊情況，也就是說，一定的幾何尺寸，所涉及到的流量範圍也有限。這些數據中有一些是通過靜止試驗而不是通過運轉試驗獲得的，因此，雖然靜止試驗與運轉試驗在流動機理方面的差別程度尚不清楚。但這些數據不能適用於所有的場合。曾試圖在理論分析的基礎上（主要是參考文獻〔1〕），並同時運用管道摩擦概念和一般的水力學理論對泵的元件損失進行計算。看來，這些嘗試取得了合理的結果。在大多數場合下，這些結果較圓滿地解釋了實際獲得的數據。因此，在目前所進行的研究中，在表示元件損失因素（作為流道幾何形狀與流動條件的函數）方面也採用了類似的論據。

現在可以討論 5.2.1 中所引用的損失關係，以便認清主要趨向。

方程式 (5.8) 表明理論揚程係數 q_{th} 主要是流量係數 ϕ 和葉片角度 β_2 的函數。這在圖 10 中用圖表表示了出來。圖 10 表明隨 q_{th} 流量係數的增加和葉片角度 β_2 的減小（即隨着流量的增加和葉片後掠度的加大）而減小。由方程式 (5.8) 亦可明顯看出 q_{th} 隨葉片數目 Z 的增加而增加。這些趨勢是由這樣一個事實而造成的，即出口處的動量矩以及動量矩的變化，是隨着流量的增加和葉片角度 β_2 的減小而減小。

圖 11 是葉輪揚程損失係數 q_{i1} 的基本趨向。圖中說明，葉輪揚程損失是隨流量係數 ϕ 的加大、葉片數 Z 的增多、直徑比 δ 的減小和葉片角度 β_2 的減小而加大。所以有這樣的趨勢是因為這部分損失與流速的平方成正比，與磨擦面積也成正比，而磨擦面積是隨着葉片數目的增多、葉片角度的加大和直徑比值的減小而增加。

在討論環形擴散器損失時（方程式 5.15）必須認清流綫是一個對數螺旋綫。因此流綫長度和損失是隨着液流角 α_2 的減小而增加的（即對一定的 λ 值是隨着流量係數的減小而增加的）。

这些趋势示于图12。这个图表也表明损失随叶片角度的增加而增加（ ϕ 值一定）。这个趋势可用这个事实来解释，即液流角 α_2 是 ϕ 和 β_2 的函数，它随着 β_2 值的增加而减小，所以在恒定的流量系数下， β_2 大时流綫长度要比 β_2 小时大些。

应该注意，方程式 (5.15) 仅计算无叶片式环形扩散器内出现的损失。在环形扩散器中配有导向叶片的情况下，对数涡壳的自然流綫变为較短的和較陡的流綫（直径比值相同），这也就是说，扩散比值大于直径比值，而且扩散器的出口角大于扩散器的进口角。由于增添了叶片，摩擦面积有所加大。但是在設計良好的叶片式扩散器中，由于加大了扩散比值，所以，这个不利的影响得到了补偿，因此，叶片式环形扩散器的效率比无叶片式环形扩散器的效率要高。应注意，由于绝对液流角的变化，叶片式扩散器涡壳的进口矢量不同于无叶片式环形扩散器的进口矢量，即环形扩散器内安置叶片后，涡壳面积会略有加大。因此，利用方程式 (5.15) 计算直扩散器损失是无效的。叶片式环形扩散器与无叶片式环形扩散器的损失差别之間的确切关系尚未发现。看来，假定在高比轉数工况下，配备叶片式环形扩散器的泵效率比配备无叶片环形扩散器的泵效率高 1%—3% 是有理由的。显然，与反击程度大的水泵结构相配时（即叶片角度小于 90° ），这种差别就很小。因为，在这种情况下，扩散器中发生的能量轉換相当小。反之，与反击程度小的泵相配时（叶輪叶片角度为 90° 或更大），差别就很大。为了避免計算上的繁杂，在計算中所采用的无叶片式环形扩散器的直径比值（即扩散比值）假定是較小的。以后假定在收集器式涡壳末端安置直扩散器，将速度降至 $cm-1$ 。

涡壳的摩擦损失以代数式表示如方程式 (5.17)，和用图表示如图13。这个图表表明，涡壳摩擦损失与环形扩散器损失有同样的趋势，但一般小于环形扩散器的损失。这种程度上的差别是因为本报告中的涡壳与环形扩散器比較，主要还不是扩散器，实际上是个收集器。

（实际上，在许多涡壳設計中，由于从涡壳进口到出口的圆周速度减小，可能出现輕微的流速遞減現象）。涡壳损失随流量系数减小而加大的趋势，是由于流量小所需的水力直径也小的緣故。

大多数结构中，涡壳出口的流速是比較大的。因此需要附加遞減速度，在涡壳出口处安置錐形直扩散器，即可获得遞減速度。为方便起见，可以假定水泵所需的出口速度等于叶輪进口速度 $cm-1$ 。显然，在环形扩散器提供的扩散比值很小的情况下，錐形扩散器中所需的遞減速度就較大。因为环形扩散器中的流动減速度与 λ 成正比。显然， λ 值小时，錐形扩散器损失 $q_{s,d}$ 也大， $q_{s,d}$ 随 λ 值的增加而减小。这个趋势示于方程式 (5.15) 中，也示于图14中。图14亦表明， $q_{s,d}$ 随流量系数的增加而减小。这个趋势是由于假定扩散器出口速度等于叶輪进口速度（即与 ϕ 成正比）而造成的。因此，流量系数大时，遞減速度和损失比流量系数小时的遞減速度和损失要小。

图14所示是方程式 (5.21) 和 (5.22) 所表示的圆盘摩擦损失和口环摩擦损失。图14表明，这些损失随流量系数的减小和直径比值的减小而显著加大。这些趋势是存在的，因为圆盘和口环所消耗的能量主要是表面速度和表面面积（即頂端速度）的函数，而与通过叶輪的流量无关。叶輪所消耗的能量与流量（即流量系数）成比例。损失系数 q_{df} 与 q_{rf} 是以叶輪所消耗能量的百分数来表示能量损失，能量损失則随流量的减小而加大。因为流量随直径比值 δ 的增加而减小，所以，损失系数 q_{df} 和 q_{rf} 亦随直径比值的减小而加大。

图16所示是以揚程损失系数表示的口环洩漏。显然，这部分损失随流量系数的减小而加大。所以有这种趋势是因为洩漏面积是常数，洩漏量几乎总是恒定的，同时叶輪流量随流量